

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Možnosti řešení pohonů nástavby malého rýpadla

The Drive Solutions Superstructure of Small Excavators

Student:

Martin Fus

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Erik Stonawski, Ph.D.

Ostrava 2010

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou (bakalářskou) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová (bakalářská) práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě:

.....

podpis studenta

Zadání bakalářské práce

Student: **Martin Fus**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R007 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení
Téma: **Možnosti řešení pohonů nástavby malého rýpadla**
The Drive Solutions Superstructure of Small Excavators

Zásady pro vypracování:

1. Provedte návrh a základní výpočet hydraulického obvodu nástavby malého rýpadla, vyznačte použité komponenty.
2. Zpracujte specifikaci spalovacího motoru pro uvedené rýpadlo.
3. Provedte návrh ramen nástavby rýpadla, uchycení hydromotorů a zpracujte sestavný výkres nástavby.
4. Zpracujte hydraulické schéma zapojení jednotlivých prvků do obvodu.

Seznam doporučené odborné literatury:

1. SIVÁK, V. *Projektování hydraulických systémů*. Skripta VŠB – TU Ostrava, 1990, 336 s., 1.vydání, ISBN 80-7078-037-1
2. PIVOŇKA, J. et al. *Tekutinové mechanismy*. SNTL Praha, 1987, 256 s, 1. vydání.
3. NOSKIEVIČ, J. *Dynamika tekutinových mechanismů*. Skripta VŠB – TU Ostrava, 1995. 166 s., 1. vydání, ISBN 80-7078-297-8
4. LIFT, H.; HANSEL, M. *Hydrauliksysteme in der Bau und Kommunaltechnik*. 354 s., 1. vydání, ISBN 3-8023-0445-4
5. HESSE, Horst; BREDENFELD, Guido; GREISE, Klaus. *Traktorhydraulik – Komponenten und Systeme von landwirtschaftlichen Traktoren*. Expert verlag – Renningen 2004, 174 s., 1. vydání. ISBN 3-8169-2299-6.

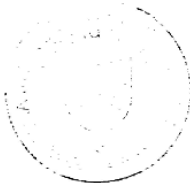
Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Erik Stonawski, Ph.D.**

Konzultant bakalářské práce: Ing. Marian Bojko, Ph.D.

Datum zadání: 18.12.2009

Datum odevzdání: 21.05.2010



A handwritten signature in cursive script, reading "Kozubková".

doc. RNDr. Milada Kozubková, CSc.
vedoucí katedry

A handwritten signature in cursive script, reading "Farana".

prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

FUS, M. *Možnosti řešení pohonů nástavby malého rýpadla*. Ostrava: katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, Fakulta strojní VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2010. 44 s. Bakalářská práce, vedoucí: Stonawski, Erik.

Bakalářská práce se zabývá návrhem hydraulického systému čelní nástavby malého, smykem řízeného nakládače. V práci jsou rozebrány možnosti regulace rychlosti vysouvání pístnice přímočarých hydromotorů a způsob jejich řízení. Na základě vyhodnocení těchto možností je vybrán systém, který je nadále řešen. Při návrhu hydraulického systému je brán zřetel na víceúčelové použití stroje a na požadavky, které musí tyto stroje splňovat. Výsledkem práce je schéma hydraulického obvodu s označením jednotlivých navržených prvků, což je provedeno vzhledem k typu a rozměrům čelní nástavby, doloženo sestavným výkresem uchycení jednotlivých hydromotorů. V závěru práce je vyhodnocení laboratorního měření, které ověřuje principiální funkci skutečného obvodu.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

FUS, M. *The drive Solutions Superstructure of Small Excavators*. Ostrava: Department of Hydromechanics and Hydraulics Equipment, Faculty of Mechanical Engineering VŠB - Technical University of Ostrava, 2010. 44 p. Bachelor Thesis, head: Stonawski, Erik.

The bachelor thesis is dealing with the design of hydraulic system of the front superstructure of the small excavator, which is driven by skid. In the thesis, the options of speed regulation of eject of the piston rod of the cylinders and the ways of their control are described. According to the evaluation of these possibilities, one system is selected and handled in detail. The design of the hydraulic is influenced by the need of multipurpose use of the machine and by others requirements. The result of the thesis is the scheme of the hydraulic circuit. The individual designed components are indicated there and they are made according to the type and the dimensions of the front superstructure. The scheme of the hydraulic circuit is demonstrated by the assembly sketch of the attachment of the individual hydraulic motors. The end of the thesis is dealing with the evaluation of the laboratory measurement, which checks the main function of the real circuit.

OBSAH

1.	SEZNAM POUŽITÉHO ZNAČENÍ	9
2.	ÚVOD	11
3.	ZÁKLADNÍ PRINCIPY ŘÍZENÍ HYDROMOTORŮ.....	12
3.1	ŘÍZENÍ HYDROMOTORŮ ŠKRCENÍM PROUDU KAPALINY	12
3.2	OTEVŘENÝ OBVOD S REGULAČNÍM HYDROGENERÁTOREM A REGULACÍ NA KONSTANTNÍ TLAK	13
3.3	HYDRAULICKÉ OBVODY S LOAD - SENSING ŘÍZENÍM.....	14
3.4	ZHODNOCENÍ SYSTÉMŮ ŘÍZENÍ.....	15
4.	OVLÁDÁNÍ HYDRAULICKÉHO SYSTÉMU	15
4.1	JEDNOSTUPŇOVÉ OVLÁDÁNÍ.....	15
4.2	DVOUSTUPŇOVÉ OVLÁDÁNÍ.....	16
4.3	ZHODNOCENÍ SYSTÉMŮ OVLÁDÁNÍ	16
5.	KONSTRUKCE ČELNÍ NÁSTAVBY	16
5.1	JEDNORAMENNÁ KONSTRUKCE	16
5.2	DVOURAMENNÁ KONSTRUKCE	17
5.3	ZHODNOCENÍ KONSTRUKCÍ ČELNÍ NÁSTAVBY.....	17
6.	SILOVÉ ZATÍŽENÍ ČELNÍ NÁSTAVBY	18
6.1	VÝPOČET MAXIMÁLNÍ SÍLY HM 1	18
6.2	VÝPOČET MAXIMÁLNÍ SÍLY HM 2	21
7.	NÁVRH PRVKŮ HYDRAULICKÉHO OBVODU	23
7.1	PŘÍMOČARÉ HYDROMOTORY	23
7.2	HYDROGENERÁTORY	24
7.3	JOYSTICK	28
7.4	HLAVNÍ ROZVÁDĚČ.....	29
7.5	BRZDNÝ VENTIL.....	30
7.6	POJISTNÝ VENTIL.....	30
7.7	JEDNOSMĚRNÝ VENTIL	31
7.8	ROZVÁDĚČ - PLOVOUCÍ POLOHA.....	32
7.9	LOGICKÝ VENTIL	32

7.10	FILTR	32
7.11	VYSOKOTLAKÁ HADICE.....	33
7.12	NÁDRŽ.....	33
7.13	CHLADIČ	34
8.	NÁVRH SPALOVACÍHO MOTORU	35
9.	POPIS FUNKCE HYDRAULICKÉHO OBVODU	37
9.1	ŘÍDICÍ OBVOD	37
9.2	HLAVNÍ OBVOD	37
9.3	PLOVOUCÍ POLOHA	37
10.	MĚŘENÍ.....	39
10.1	OVĚŘENÍ SPRÁVNÉ FUNKCE OBVODU.....	39
10.2	MĚŘENÍ TLAKOVÝCH ŠPIČEK.....	40
10.3	ZHODNOCENÍ MĚŘENÍ	42
11.	ZÁVĚR	43
12.	POUŽITÁ LITERATURA.....	45
13.	PŘÍLOHY	45

1. SEZNAM POUŽITÉHO ZNAČENÍ

Značka	Název	Jednotka
D	průměr pístu hydromotoru	m
$D_{HM\ 1}$	průměr pístu hydromotoru HM 1	m
$D_{HM\ 2}$	průměr pístu hydromotoru HM 2	m
F	síla působící na hydromotor	N
L	délka jednotlivých úseků hadic	m
M	moment síly	N.m
$M_{kHG\ 1}$	krouticí moment HG 1	N.m
$M_{kHG\ 2}$	krouticí moment HG 2	N.m
M_{kcelk}	celkový krouticí moment	N.m
$P_{už}$	užitečný výkon stroje	W
P_{CH}	výkon chladiče	W
$P_{HG\ 1}$	výkon HG 1	W
$P_{HG\ 2}$	výkon HG 2	W
P_{celk}	celkový výkon	W
P_{pojezd}	zbytkový výkon pro pojezd	W
Q	průtok	$m^3.s^{-1}$
$Q_{joystick}$	průtok joystickem	$m^3.s^{-1}$
Q_{HG}	průtok hydrogenerátorem	$m^3.s^{-1}$
$Q_{HM\ celk}$	celkový průtok všemi hydromotory	$m^3.s^{-1}$
Q_{max}	maximální průtok	$m^3.s^{-1}$
$Q_{šv}$	průtok škrťacím ventilem	$m^3.s^{-1}$
Q_v	průtok odtékající do nádrže	$m^3.s^{-1}$
S	plocha pístu hydromotoru	m^2
$S_{HM\ 1}$	plocha pístu hydromotoru HM 1	m^2
$S_{HM\ 2}$	plocha pístu hydromotoru HM 2	m^2
$S_{šv}$	plocha škrťacího prvku	m^2
V	objem lžice	m^3
V_N	objem nádrže	m^3
V_M	objem hydromotoru	m^3
$V_{HM\ 1}$	objem hydromotoru HM 1	m^3
$V_{HM\ 2}$	objem hydromotoru HM 2	m^3

V_g	geometrický objem hydrogenerátoru	m^3
Σ	suma	
d	průměr pístnice hydromotoru	m
m	hmotnost břemene	kg
n	otáčky stroje	s^{-1}
n_{max}	maximální otáčky stroje	s^{-1}
n_{min}	minimální otáčky stroje	s^{-1}
p	tlak	Pa
p_{max}	maximální tlak	Pa
p_d	destrukční tlak	Pa
p_N	tlak na hladině nádrže	Pa
p_{pv}	tlak pojistného ventilu	Pa
Δp	tlakový spád	Pa
t	čas	s
v	rychlost vysouvání pístnice	$m.s^{-1}$
v_{max}	maximální rychlost vysouvání pístnice	$m.s^{-1}$
α	úhel sklonu HM	$^\circ$
η_Q	průtoková účinnost	$\%$
η_{HM}	účinnost hydromotoru	$\%$
η_{HG}	účinnost hydrogenerátoru	$\%$
η_{h-m}	účinnost hydraulicko-mechanická	$\%$
η_c	účinnost celková	$\%$
μ	součinitel škrce	
ρ	hustota oleje	$kg.m^{-3}$

zkratky

HG	hydrogenerátor
HM	hydromotor
LS	load-sensing systém
MPS	mobilní pracovní stroj
P	přívodní větev
PV	pojistný (přepouštěcí) ventil
RHG	regulační hydrogenerátor
RV	redukční ventil
ŠV	škrťací ventil
T	odpadní větev

2. ÚVOD

V současné době je na trhu obrovské množství různých pracovních stojů, které jsou navrženy buď jako jednoúčelové, anebo univerzální. Pokud se zabýváme řešením hydraulického systému univerzálního mobilního pracovního stroje (dále jen MPS), budeme při jeho realizaci vycházet z možných druhů prací, které MPS bude schopný vykonávat. Hydraulické systémy MPS se ve své podstatě příliš nemění, dochází spíše ke změnám v kinematice pracovního mechanismu a ve vývoji řídicí a regulační techniky. To má za následek vyšší účinnost systému a celkově menší nároky na spotřebu energie.

U mobilní techniky má největší zastoupení hydraulický systém. Jeho výhodou je zejména vysoká výkonová hustota, při malých zástavových rozměrech. To je důležité hlavně u malých strojů, kde vzniká požadavek na kompaktní konstrukci s co nejmenší hmotností. Ve srovnání s elektromotory, které jsou u mobilních strojů také používány, mají hydraulické převodníky podstatně menší rozměry při stejném jmenovitém výkonu. Nevýhodou bývá obtížnější konstrukce hydraulického obvodu s nutností použití spalovacího motoru či elektromotoru jako primárního zdroje energie.

Cílem bakalářské práce je najít vhodné a jednoduché řešení pohonu čelní nástavby malého, smykem řízeného nakládače. Základní parametrem pro návrh a následný výpočet hydraulického obvodu je maximální zatěžující síla, která působí na lžici a rozměry čelní nástavby. Hydraulický systém bude navržen s ohledem na víceúčelové použití. Tím se rozumí možnost připojení dalšího přídatného zařízení, nebo jiný způsob práce, např. odhrnování sněhu.

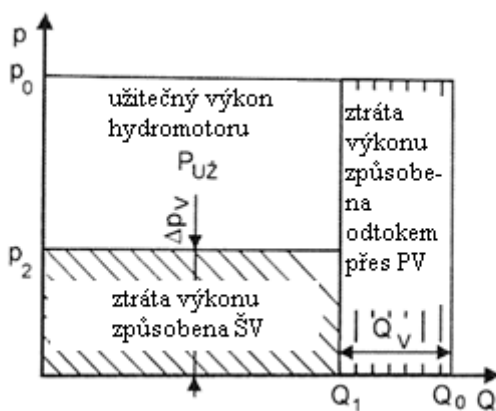
3. ZÁKLADNÍ PRINCIPY ŘÍZENÍ HYDROMOTORŮ

V otevřených hydraulických obvodech řídíme otáčky, resp. moment rotačních hydromotorů, rychlost pohybu pístnice, resp. sílu přímočarého hydromotoru. Otáčky, resp. rychlost neregulačních hydromotorů řídíme změnou přiváděného objemového průtoku. Točivý moment, resp. sílu řídíme změnou tlaku [1]. Objemový průtok v otevřených hydraulických obvodech můžeme řídit:

- škrcením proudu kapaliny
- změnou geometrického objemu regulačního hydrogenerátoru
- změnou otáček hydrogenerátoru

3.1 ŘÍZENÍ HYDROMOTORŮ ŠKRCENÍM PROUDU KAPALINY

Škrcení realizujeme clonou, škrticím ventilem anebo jiným prvkem, který zapojíme před, anebo za hydromotor. Pak rozlišujeme škrcení na vstupu, nebo na výstupu hydromotoru. Průtok dodávaný hydrogenerátorem se pak vlivem odporu, který klade pohybu kapaliny škrticí prvek, rozdělí na dvě části. Na průtok Q_1 protékající přes škrticí ventil do hydromotoru, resp. z hydromotoru a na průtok Q_v , odtékající přes přepouštěcí ventil do nádrže. Rychlost pohybu pístnice je výrazně ovlivněna zatěžující silou hydromotoru a teplotou pracovní kapaliny. Z hlediska energetických poměrů má systém se škrcením na vstupu stejné vlastnosti jako systém se škrcením na výstupu [1].

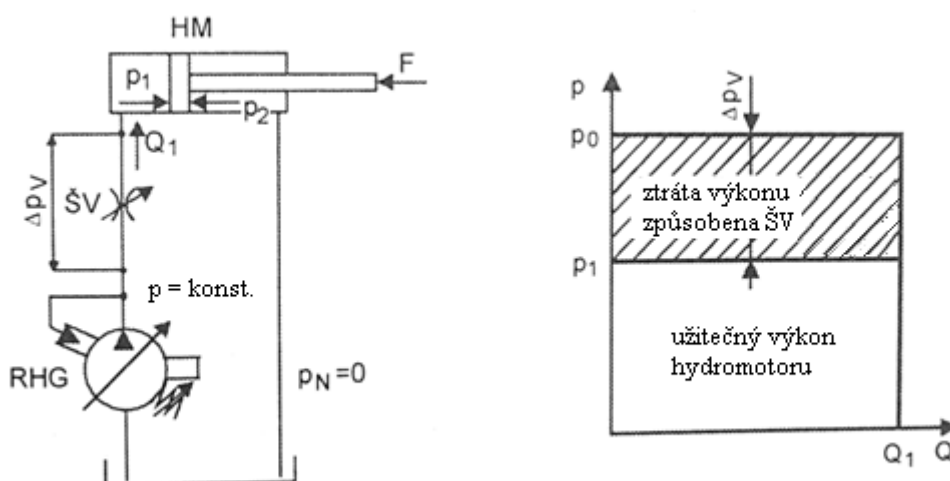


3.1 Energetická bilance systému se škrcením (škrcení na výstupu).

Systém pracuje s velmi nízkou účinností. Na energetických ztrátách se největší mírou podílí přepouštěcí ventil a škrťací ventil. Ztrátový výkon je úměrný vyšrafované ploše diagramu. Použití tohoto systému lze doporučit pro nenáročné aplikace, kde není zvýšený požadavek na šetření energie.

3.2 OTEVŘENÝ OBVOD S REGULAČNÍM HYDROGENERÁTOREM A REGULACÍ NA KONSTANTNÍ TLAK

Regulační systém hydrogenerátoru při regulaci na konstantní tlak mění geometrický objem tak, aby odpovídal průtoku, který odebírá hydromotor. Tlak na výstupu z hydrogenerátoru je udržovaný na konstantní hodnotě [1].



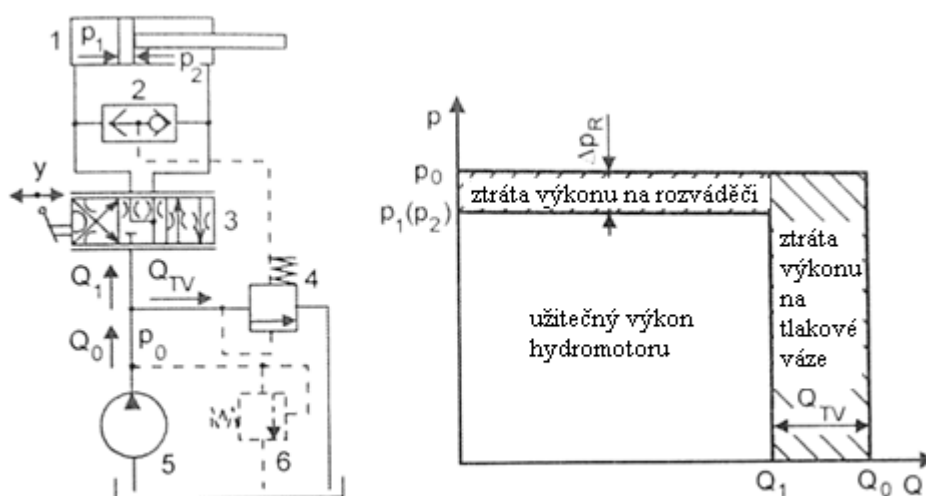
3.2 Schéma obvodu s regulačním hydrogenerátorem a jeho energetická bilance.

Rychlost pohybu pístu ovlivňuje zatěžovací síla F . Tento vliv lze kompenzovat použitím tlakových vah. Tlakové váhy pracují jako dvoucestné, nebo třicestné. Funkce tlakové váhy spočívá v tom, že udržuje konstantní tlakový spád na škrťacím prvku [1].

Účinnost systému s regulačním hydrogenerátorem je oproti systému se škrcením vyšší. Dochází k eliminaci průtoku, který by odtékal do nádrže přes přepouštěcí ventil a tím ke zlepšení energetické bilance systému.

3.3 HYDRAULICKÉ OBVODY S LOAD - SENSING ŘÍZENÍM

Použití těchto systému znamená výraznou úsporu energie a kompenzaci vlivu zatížení na velikost řízeného průtoku. Řízení průtoku pracuje také na principu škrcení proudu kapaliny, ale samotný LS systém je založen na kompenzaci zatížení pomocí dvoucestné, resp. třicestné tlakové váhy. Škrcení průtoku se realizuje přímo v rozváděči pomocí řídicí hrany. LS systém udržuje konstantní tlakový spád na řídicí hraně šoupátka rozváděče.



3.3 Schéma obvodu s řízením LOAD - SENSING a jeho energetická bilance.

Tlaková váha 4 udržuje konstantní tlakový spád na rozváděči 3 bez ohledu na polohu posouvače a zatížení hydromotoru 1. Ztráta výkonu na rozváděči závisí jen na průtoku, který jím protéká. Průtok Q_1 dodávaný hydromotoru závisí jen na poloze řídicího orgánu ovládaného obsluhou. Přebytečný průtok hydrogenerátoru 5 odtéká přes tlakovou váhu 4 do nádrže [1].

3.4 ZHODNOCENÍ SYSTÉMU ŘÍZENÍ

Řízení průtoku škrcením má mnoho nevýhod, které omezují nebo vylučují jeho použití tam, kde v čase pracovního cyklu dochází k velkým změnám zatížení a kde jsou zvýšené nároky na přesnost řízení šetření energií. Vlivem škrcení dochází k zvýšenému ohřevu kapaliny, což se zvláště projeví při vyšších přenášených výkonech. Na ztrátách energie se výrazně podílí odpouštění přebytečné kapaliny přes přepouštěcí ventil zpět do nádrže.

Pro naše řešení hydraulického obvodu však bude systém s konstantním hydrogenerátorem dostačující. Použijeme škrtící ventil, nebo clonu na jednom z výstupu hydromotoru. Hydromotor pak bude škrcen z jedné strany na vstupu, z opačné na výstupu.

4. OVLÁDÁNÍ HYDRAULICKÉHO SYSTÉMU

Hydraulický systém čelní nastavby stroje musí zajistit plynulé a bezpečné ovládání pohybu všech zařízení nastavby, ale i dalších přídatných zařízení, pokud je čelní nastavba pro tyto zařízení konstruována. To znamená řízení nejen směru, ale také rychlosti pohybu pracovního zařízení nastavby.

Pro řízení polohy hydromotorů, případně jiného hydraulického mechanismu na nastavbě stroje, se používají dva způsoby ovládání:

- ovládání jednostupňové
- ovládání dvoustupňové

4.1 JEDNOSTUPŇOVÉ OVLÁDÁNÍ

Jedná se o přímé, ruční nebo elektrické, ovládání hlavního rozváděče. Obecně lze říci, že přímé řízení je vhodné použít tam, kde není zapotřebí dojezdu hydromotoru na přesnou polohu a kde se pracuje s menšími pracovními tlaky. Menší tlak jednak usnadňuje přesunutí rozváděče, ale také snižuje nebezpečí, která by mohla nastat pro obsluhu v případě havárie. Přesnost řízení na určitou polohu se zvýší, použijeme-li proporcionální rozváděč.

4.2 DVOUSTUPŇOVÉ OVLÁDÁNÍ

Abychom mohli použít tentýž zdroj tlakové kapaliny pro řídící rozváděč (většinou menší, stavěný na nižší provozní tlak), je zapotřebí použít redukční ventil, který nám tlak sníží na požadovanou hodnotu. Tím ale dochází k maření energie vlivem škrcení, zahřívání a také urychlenému stárnutí kapaliny. Tyto negativní účinky se zvyšují s větším rozdílem mezi tlakem hlavním a řídícím. Pokud pracujeme s vyššími tlaky, může být výhodnější použití dalšího, malého hydrogenerátoru, který nám bude dodávat kapalinu pod požadovaným tlakem do řídícího rozváděče.

4.3 ZHODNOCENÍ SYSTÉMŮ OVLÁDÁNÍ

Jelikož se u smykem řízených nakládačů předpokládá práce, jako manipulace s materiálem, bude zapotřebí přesného ovládání polohy hydromotorů. Dvoustupňové ovládání se jeví jako vhodnější, protože zajišťuje daleko přesnější řízení polohy. Nevýhodou je nutnost použití dalšího hydrogenerátoru, nebo redukčního ventilu.

5. KONSTRUKCE ČELNÍ NÁSTAVBY

V dnešní době se na smykem řízených nakládačích používají v zásadě dvě konstrukce čelní nástavby.

- jednoramenná konstrukce
- dvouramenná konstrukce

5.1 JEDNORAMENNÁ KONSTRUKCE

Jedná se jednostranné rameno, jehož konstrukce umožňuje použití pouze dvou přímočarých hydromotorů. Dále pak toto řešení umožňuje snadné nastupování do kabiny nakládače a výbornou viditelnost na všechny strany. Řešení jednoramenné konstrukce je na Obrázku 5.1.



Obrázek 5.1 Příklad řešení čelní nástavby pomocí jednoramenné konstrukce.

5.2 DVOURAMENNÁ KONSTRUKCE

Toto klasické řešení používá většina výrobců smykem řízených nakládačů. Konstrukce vyžaduje použití 4 přímočarých hydromotorů.



Obrázek 5.2 Příklad řešení čelní nástavby pomocí dvouramenné konstrukce.

5.3 ZHODNOCENÍ KONSTRUKCÍ ČELNÍ NÁSTAVBY

V našem návrhu hydraulického systému budeme vycházet z řešení jednoramenné nástavby na pravé straně nakládače. Výhody tohoto řešení spočívají v použití menšího počtu hydraulických prvků oproti řešení pomocí dvou ramen. Zároveň je však kladen větší důraz na uchycení lžice, či jiného přídatného zařízení k ramenu nástavby a na celkově přesnější uložení celé nástavby.

6. SILOVÉ ZATÍŽENÍ ČELNÍ NÁSTAVBY

Pro určení maximálních sil působících na nástavbu, resp. na přímočaré hydromotory, se bude vycházet z plně naložené nakládací lžice materiálem, jehož objemová hmotnost odpovídá $\rho = 2000 \text{ kg/m}^3$. Objem lžice je $V = 0,38 \text{ m}^3$. Přibližná hmotnost břemene je pak $m = 780 \text{ kg}$.

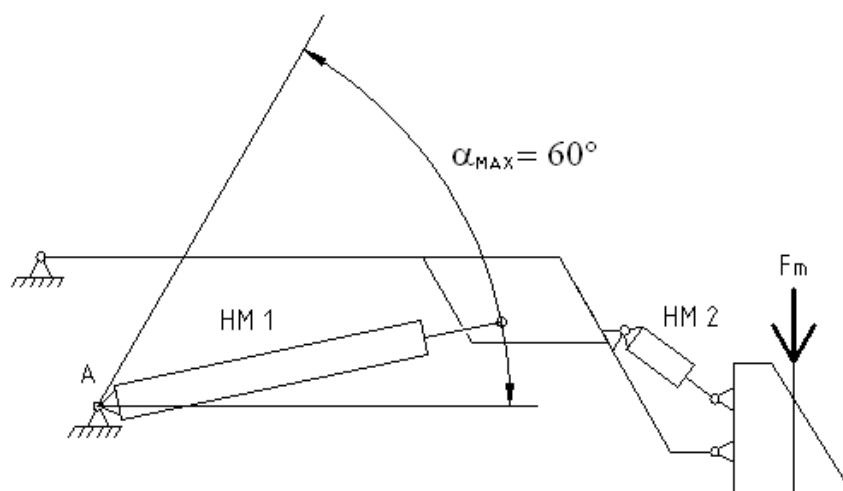
Hmotnost břemene odvodíme z rovnice:

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (6.1)$$

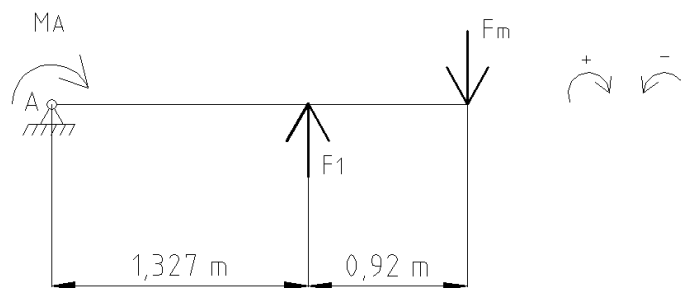
$$m = \rho \cdot V = 2000 \cdot 0,38 = 760 \text{ kg} \quad (6.2)$$

6.1 VÝPOČET MAXIMÁLNÍ SÍLY HM 1

Poloha hydromotoru HM 1, ve které bude maximální síly zapotřebí, je vypočtena v Tabulce 6.1. Rozsah pohybu HM 1 je zobrazen na kinematickém schématu, Obrázek 6.1.



Obrázek 6.1 Kinematické schéma nástavby.



Obrázek 6.2 Silové působení na nástavbu.

Síla F1:

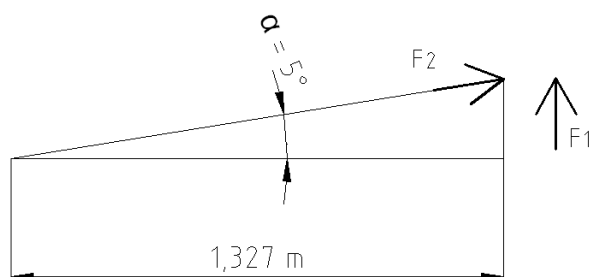
$$\Sigma M_i A = 0 \quad (6.1.1)$$

$$\Sigma M_i A = -F_1 \cdot 1,327 + 760 \cdot 9,81 \cdot (0,92 + 1,327) = 0 \quad (6.1.2)$$

$$\Rightarrow F_1 = 12625 \text{ N}$$

síla F2:

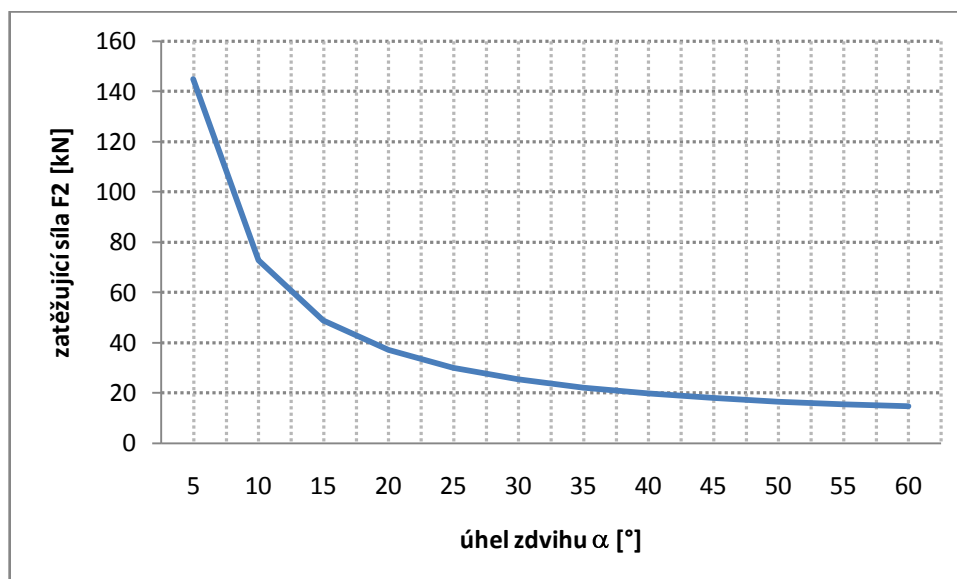
$$\sin \alpha = \frac{F_1}{F_2} \Rightarrow F_2 = \frac{F_1}{\sin \alpha} = \frac{12625}{\sin 5^\circ} = 144855 \text{ N} = 145 \text{ kN} \quad (6.1.3)$$



Obrázek 6.3 Silové působení na HM 1.

úhel sklonu		síla F2
[°]	[rad]	[kN]
5	0,0873	145
10	0,1745	73
15	0,2618	49
20	0,3491	37
25	0,4363	30
30	0,5236	25
35	0,6109	22
40	0,6981	20
45	0,7854	18
50	0,8727	16
55	0,9599	15
60	1,0472	15

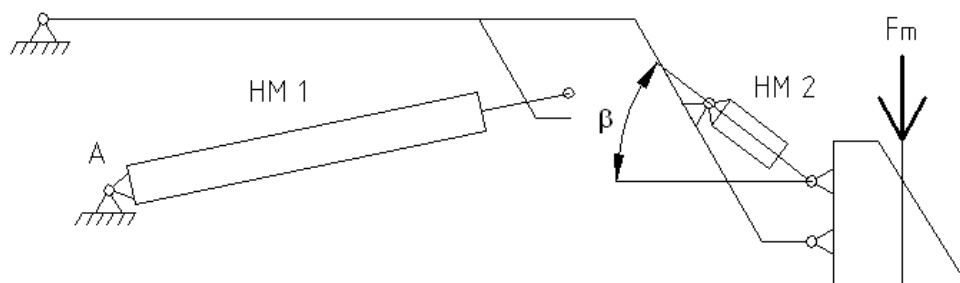
Tabulka 6.1 Závislost velikosti zatěžující síly na úhlu sklonu HM 1.



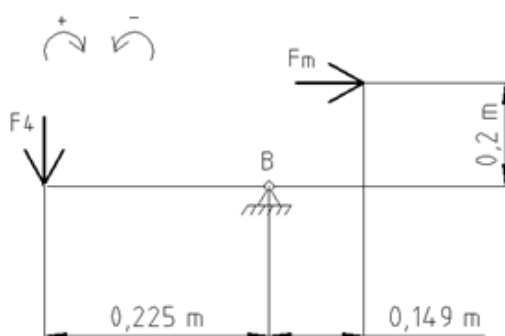
GRAF 6.1 Závislost velikosti zatěžující síly na úhlu sklonu HM 1.

6.2 VÝPOČET MAXIMÁLNÍ SÍLY HM 2

Poloha hydromotoru HM 2, ve které bude maximální síly zapotřebí, je vypočtena v Tabulce 6.2. Na kinematickém schématu je zobrazen úhel β .



Obrázek 6.4 Kinematické schéma nástavby.



Obrázek 6.5 Silové zatížení nástavby.

síla F_4 :

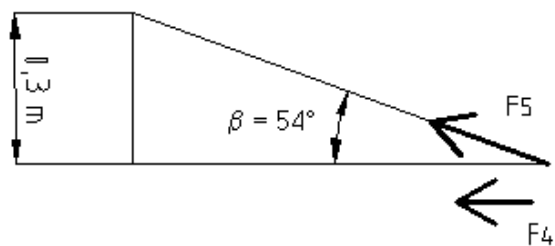
$$\Sigma M_B = 0 \quad (6.2.1)$$

$$\Sigma M_B = -F_4 \cdot 0,225 + F_m \cdot 0,2 = -F_4 \cdot 0,025 + 760 \cdot 9,81 \cdot 0,2 = 0 \quad (6.2.2)$$

$$\Rightarrow F_4 = 675 \text{ N}$$

síla F_5 :

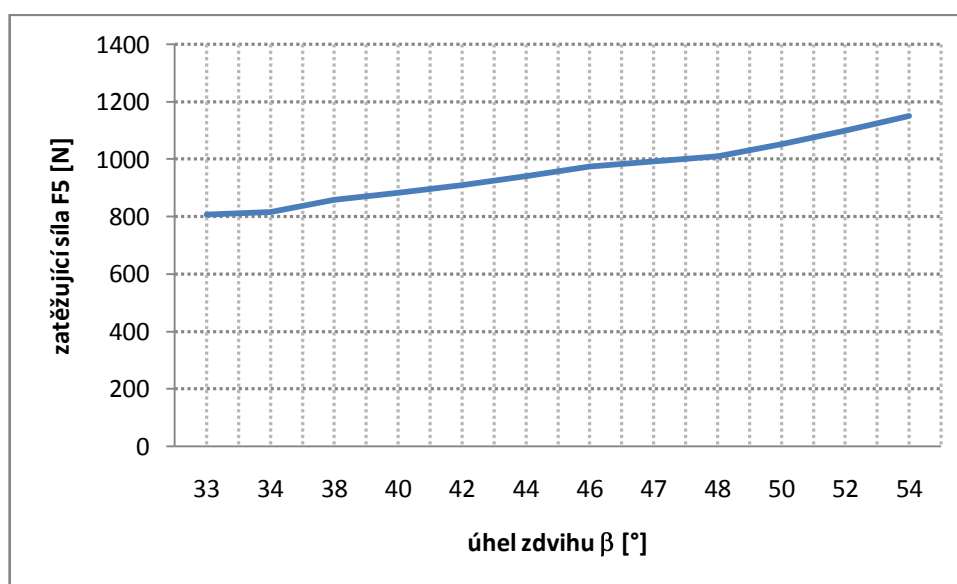
$$\cos \alpha = \frac{F_4}{F_5} \Rightarrow F_5 = \frac{F_4}{\cos \alpha} = \frac{676}{\cos 54^\circ} = 1150 \text{ N} = 1,15 \text{ kN} \quad (6.2.3)$$



Obrázek 6.6 Silové působení na HM 2

úhel sklonu		síla F5
[°]	[rad]	[N]
33	0,5760	806
34	0,5934	815
38	0,6632	858
40	0,6981	882
42	0,7330	910
44	0,7679	940
46	0,8029	973
47	0,8203	991
48	0,8378	1010
50	0,8727	1052
52	0,9076	1098
54	0,9425	1150

Tabulka 6.2 Závislost velikosti zatěžující síly na úhlu sklonu HM 2.



GRAF 6.2 Závislost velikosti zatěžující síly na úhlu sklonu HM 2.

7. NÁVRH PRVKŮ HYDRAULICKÉHO OBVODU

7.1 PŘÍMOČARÉ HYDROMOTORY

Provozní tlak v hydraulickém obvodu bude nastaven na $p = 120$ bar. Plochu pístu jednotlivých hydromotorů odvodíme ze základní rovnice pro tlak:

$$p = \frac{F}{S} \quad (7.1.1)$$

Plochy pístu jednotlivých HM:

$$S_{HM1} = \frac{F}{p} = \frac{145 \cdot 10^3}{12 \cdot 10^6} = 0,0120 \text{ m}^2 \quad (7.1.2)$$

$$S_{HM2} = \frac{F}{p} = \frac{1150}{12 \cdot 10^6} = 0,00009958 \text{ m}^2 \quad (7.1.3)$$

Průměry pístu odvodíme z rovnice pro obsah plochy kruhu:

$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (7.1.4)$$

Průměry pístu jednotlivých HM:

$$D_{HM1} = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,012}{\pi}} = 0,124 \text{ m} \quad (7.1.5)$$

$$D_{HM2} = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0001}{\pi}} = 0,011 \text{ m} \quad (7.1.6)$$

HM 1	
výrobce	Bosch - Rexroth
typ	dvoučinný přímočarý motor s jednostrannou pístnicí
označení	CDL1MP5/125/70/900D1X/B1CFUMWW
průměr pístu	$D = 125 \text{ mm}$
průměr pístnice	$d = 70 \text{ mm}$
zdvih	$H = 900 \text{ mm}$
maximální tlak	$p_{\max} = 160 \text{ bar}$ ($F_{\max \text{ tlačná}} = 196,3 \text{ kN}$, $F_{\max \text{ tažná}} = 134,7 \text{ kN}$)
jmenovitý tlak	$p_n = 120 \text{ bar}$ ($F_{\max \text{ tlačná}} = 147 \text{ kN}$, $F_{\max \text{ tažná}} = 101 \text{ kN}$)

HM 2	
výrobce	Bosch - Rexroth
typ	dvoučinný přímočarý motor s jednostrannou pístnicí
označení	CDL1MP5/40/22/330D1X/B1CFUMWW
průměr pístu	D = 40 mm
průměr pístnice	d = 22 mm
zdvih	H = 330 mm
maximální tlak	$p_{\max} = 160 \text{ bar}$ ($F_{\max \text{ tlačná}} = 20,1 \text{ kN}$, $F_{\max \text{ tažná}} = 14 \text{ kN}$)
jmenovitý tlak	$p_n = 120 \text{ bar}$ ($F_{\max \text{ tlačná}} = 15 \text{ kN}$, $F_{\max \text{ tažná}} = 10,5 \text{ kN}$)

7.2 HYDROGENERÁTORY

Při návrhu hydrogenerátoru HG 1 budeme respektovat požadavek na rychlost vysouvání pístnice HM 1 a rychlost zasouvání pístnice HM 2. Rychlost vysouvání i zasouvání volím $v = 0,11 \text{ m/s}$ při maximálních otáčkách $n_{\max} = 3000 \text{ min}^{-1}$.

Průtok HM 1 a HM 2:

$$Q = S \cdot v \quad (7.2.1)$$

$$Q_{\text{HM celk}} = Q_{\text{HM 1}} + Q_{\text{HM 2}} = S_{1 \text{ HM 1}} \cdot v + S_{2 \text{ HM 2}} \cdot v \quad (7.2.2)$$

$$Q_{\text{HM celk}} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot v + \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot v = \frac{\pi \cdot 0,125^2}{4} \cdot 0,11 + \frac{\pi \cdot 0,022^2}{4} \cdot 0,11 =$$

$$= 0,00139 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 83,4 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (7.2.3)$$

Geometrický objem HG 1:

$$Q_{\text{HM celk}} = Q_{\text{HG}} \quad (7.2.4)$$

$$Q_{\text{HG}} = V_g \cdot n \cdot \eta_Q \quad (7.2.5)$$

$$V_g = \frac{Q_{\text{HG}}}{n \cdot \eta_Q} = \frac{0,00139}{\frac{3000}{60} \cdot 0,98} = 0,0000284 \text{ m}^3 = 28,4 \text{ cm}^3 \quad (7.2.6)$$

HG 1	
výrobce	Bosch - Rexroth
typ	zubový hydrogenerátor s vnějším ozubením, série F
geometrický objem	$V_g = 28 \text{ cm}^3$
jmenovitý tlak	$p = 170 \text{ bar}$
špičkový tlak	$p_{\max} = 200 \text{ bar}$
maximální otáčky	$n_{\max} = 3000 \text{ min}^{-1}$
minimální otáčky	$n_{\min} = 500 \text{ min}^{-2}$

Pokud bude ovládán pouze HM 2, byla by několikanásobně překročena maximální dovolená rychlost zasouvání i vysouvání pístnice, která činí $v_{\max} = 0,5 \text{ m/s}$, viz Tabulka 1. Proto je třeba před vstup do HM 2 umístit clonu, nebo škrtící ventil, kterým nastavíme požadovanou rychlost.

čerpadlo (HG 1)		HM 1		HM 2	
n	Q	rychlost [m/s]		rychlost [m/s]	
[min ⁻¹]	[l/min]	vysouvání	zasouvání	vysouvání	zasouvání
1500	42	0,0571	0,0831	0,5573	0,7990
1600	44,8	0,0609	0,0887	0,5945	0,8523
1700	47,6	0,0647	0,0942	0,6316	0,9056
1800	50,4	0,0685	0,0998	0,6688	0,9588
1900	53,2	0,0723	0,1053	0,7059	1,0121
2000	56	0,0761	0,1109	0,7431	1,0654
2100	58,8	0,0799	0,1164	0,7803	1,1186
2200	61,6	0,0837	0,1219	0,8174	1,1719
2300	64,4	0,0875	0,1275	0,8546	1,2252
2400	67,2	0,0913	0,1330	0,8917	1,2785
2500	70	0,0951	0,1386	0,9289	1,3317
2600	72,8	0,0989	0,1441	0,9660	1,3850
2700	75,6	0,1027	0,1497	1,0032	1,4383
2800	78,4	0,1065	0,1552	1,0403	1,4915
2900	81,2	0,1103	0,1607	1,0775	1,5448
3000	84	0,1141	0,1663	1,1146	1,5981

Tabulka 7.1 Rychlosti vysouvání a zasouvání HM bez použití škrtících prvků

Průtok škrtícím ventilem (clonou):

$$Q_{\text{šv}} = \mu \cdot S_{\text{šv}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_{\text{pv}}}{\rho}} \quad (7.2.7)$$

Průtok škrtícím ventilem (clonou) při maximální rychlosti vysouvání pístnice:

$$Q_{\text{šv}} = S \cdot v_{\text{max}} \quad (7.2.8)$$

$$Q_{\text{šv}} = 0,000876 \cdot 0,5 = 0,000438 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (7.2.9)$$

Průřez škrtícího ventilu (clony):

$$S_{\text{šv}} = \frac{Q_{\text{šv}}}{\mu \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_{\text{pv}}}{\rho}}} \quad (7.2.10)$$

$$S_{\text{šv}} = \frac{0,000438}{0,73 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 120 \cdot 10^5}{890}}} = 3,65 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 = 3,65 \text{ mm}^2 \quad (7.2.11)$$

Průřez škrtícího ventilu (clony):

$$S_{\text{šv}} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (7.2.12)$$

Průměr škrtícího ventilu (clony):

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,65}{\pi}} = 2,15 \text{ mm} \quad (7.2.13)$$

Průměr clony byl navržen pro maximální rychlost pohybu pístnice hydromotoru HM 2, která činí $v_{\text{max}} = 0,5 \text{ m/s}$.

Hydrogenerátor HG 2 bude navržen se zřetelem na maximální parametry joysticku pro ovládání nástavby a přídatných zařízení. Limitujícím parametrem je maximální průtok $Q_{\text{max}} = 16 \text{ l/min}$.

$$Q_{\max} = Q_{\text{HG}} \quad (7.2.14)$$

$$Q_{\text{HG}} = V_g \cdot n \cdot \eta_Q \quad (7.2.15)$$

$$V_g = \frac{Q_{\text{HG}}}{n \cdot \eta_Q} = \frac{\frac{0,016}{60}}{\frac{3000}{60} \cdot 0,98} = 5,4 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 = 5,4 \text{ cm}^3 \quad (7.2.16)$$

Jelikož není potřeba dosahovat pro ovládání joysticku maximálního průtoku, zvolíme HG 2 s nižším parametrem geometrického objemu.

HG 2	
výrobce	Bosch - Rexroth
typ	zubový hydrogenerátor s vnějším ozubením, série B
geometrický objem	$V_g = 2,5 \text{ cm}^3$
jmenovitý tlak	$p = 250 \text{ bar}$
špičkový tlak	$p_{\max} = 280 \text{ bar}$
maximální otáčky	$n_{\max} = 5000 \text{ min}^{-1}$
minimální otáčky	$n_{\min} = 750 \text{ min}^{-2}$

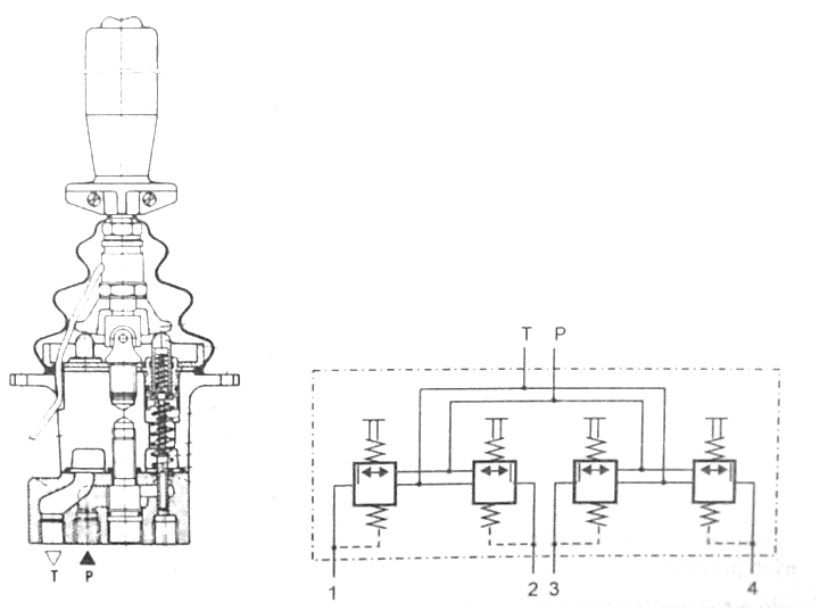
Průtok joystickem při maximálních otáčkách $n_{\max} = 3000 \text{ min}^{-1}$ pak bude:

$$Q_{\text{joystick}} = V_g \cdot n \cdot \eta_Q \quad (7.2.17)$$

$$Q_{\text{joystick}} = 2,5 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{3000}{60} \cdot 0,98 = 0,0001225 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 7,35 \text{ l/min} \quad (7.2.18)$$

7.3 JOYSTICK

Na starších typech strojů bylo ovládání jednotlivých sekcí hlavního rozváděče realizováno samostatnými pákami či pedály, což při ovládání více hydromotorů znamenalo zapojení obou rukou, případně nohou obsluhy stroje. Abychom zlepšili ergonomii a zajistily větší variabilitu ovládání (pojezd + směrové řízení + ovládání nástavby), použijeme pro ovládání nástavby joysticku. Jeho výhodou je zejména ovládání jednou rukou dvou hydromotorů najednou. Mezi další výhody patří možnost aretace v libovolné poloze, či nastavení libovolné funkce na tlačítku joysticku, pokud joystick tímto tlačítkem disponuje.



Obrázek 7.1 Řez joystickem a jeho schematická značka.

JOYSTICK PRO OVLÁDÁNÍ NÁSTAVBY	
výrobce	Bosch - Rexroth
typ	4TH6N
maximální tlak	$p_{\max} = 50\text{bar}$
maximální průtok	$Q_{\max} = 16 \text{ l/min}$

JOYSTICK PRO OVLÁDÁNÍ PŘÍDAVNÉHO ZAŘÍZENÍ	
výrobce	Bosch - Rexroth
typ	2TH6
maximální tlak	$p_{\max} = 50\text{bar}$
maximální průtok	$Q_{\max} = 16 \text{ l/min}$

U joysticku pro ovládání přídatného zařízení bude k dispozici funkce pro elektronickou aretaci v libovolné poloze. Tato funkce zajistí nepřetržitý požadovaný průtok do hydromotoru přídatného zařízení, aniž by obsluha stroje působila na ovládací páku joysticku. Toho využijeme např. při použití sbíjecího zařízení.

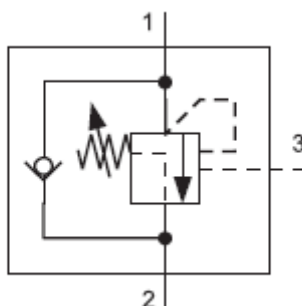
7.4 HLAVNÍ ROZVÁDĚČ

Typ hlavního rozváděče zvolíme 6/3 s funkcí otevřeného středu. Návrh provedeme s ohledem na maximální průtok a maximální tlak v systému.

HLAVNÍ ROZVÁDĚČ	
výrobce	Bosch - Rexroth
typ	monoblok s otevřeným středem, MO-16
maximální tlak	$p_{\max} = 350 \text{ bar}$
maximální průtok	$Q_{\max} = 110 \text{ l/min}$
aktivace	hydraulicky

7.5 BRZDNÝ VENTIL

Při spouštění zátěže může docházet vlivem její hmotnosti k jejímu rychlejšímu poklesu, tzv. předbíhání. Rychlost poklesu se pak zvyšuje s rostoucím zatížením. Abychom tomuto jevu zabránili, použijeme v obvodu brzdňý ventil. Ten na řídicí větvi 3 odebírá řídicí tlak z větve tlakové. Pokud by zátěž začala předbíhat, způsobí toto předbíhání pokles tlaku v tlakové, resp. řídicí větvi 3 a vlivem tohoto poklesu dochází k přivírání šoupátka brzdného ventilu. Jakmile v tlakové, resp. řídicí větvi 3 opět tlak vzroste na nastavenou hodnotu, šoupátko se odsune a umožní volný průtok. Tento proces se při spouštění zátěže neustále opakuje.

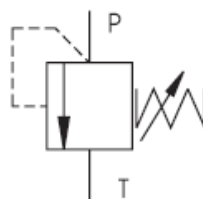


Obrázek 7.2 Schéma brzdného ventilu.

BRZDNÝ VENTIL	
výrobce	ARGO - HYTOS
označení	SO5A-R3/l
maximální tlak	$p_{\max} = 350 \text{ bar}$
maximální průtok	$Q_{\max} = 90 \text{ l/min}$

7.6 POJISTNÝ VENTIL

Přímo řízené pojistné ventily se používají jako pojišťovací nebo přepouštěcí ventily v hydraulických obvodech pracujících ve velkém rozsahu průtoku a tlaků. Abychom dosáhli v obvodu požadovaného tlaku, použijeme na výstupu z hydrogenerátorů pojistných ventilů. Pojistné ventily zároveň chrání hydraulický obvod před přetížením a to tak, že vzroste-li tlak na vstupu P nad nastavenou hodnotu pružinou, dojde k odtláčení této pružiny ze sedla a přepuštění nadbytečného průtoku do odpadní větve T.



Obrázek 7.3 Schéma pojistného ventilu.

POJISTNÝ VENTIL	
výrobce	ARGO - HYTOS
označení	VPP1
maximální tlak	$p_{\max} = 350 \text{ bar}$
maximální průtok	$Q_{\max} = 120 \text{ l/min}$

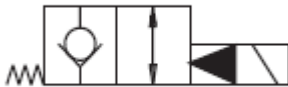
7.7 JEDNOSMĚRNÝ VENTIL

V našem obvodu chrání jednosměrné ventily hydrogenerátory před tlakovými rázy, které mohou vznikat při rychlých změnách polohy šoupátek rozváděčů. Dále pak zabraňují průtoku hydrogenerátorem opačným směrem

JEDNOSMĚRNÝ VENTIL	
výrobce	ARGO - HYTOS
označení	SC1F-B2
maximální tlak	$p_{\max} = 420 \text{ bar}$
maximální průtok	$Q_{\max} = 120 \text{ l/min}$

7.8 ROZVÁDĚČ - PLOVOUCÍ POLOHA

Pro aktivaci plovoucí polohy využijeme elektromagneticky ovládaného, sedlového rozváděče.



Obrázek 7.4 Schéma rozváděče pro ovládání plovoucí polohy.

ROZVÁDĚČ - PLOVOUCÍ POLOHA	
výrobce	ARGO - HYTOS
označení	SD3E-A2
maximální tlak	$p_{\max} = 420 \text{ bar}$
maximální průtok	$Q_{\max} = 30 \text{ l/min}$

7.9 LOGICKÝ VENTIL

LOGICKÝ VENTIL	
výrobce	ARGO - HYTOS
označení	LV1-063
maximální tlak	$p_{\max} = 320 \text{ bar}$
maximální průtok	$Q_{\max} = 40 \text{ l/min}$

7.10 FILTR

FILTR	
výrobce	Bosch - Rexroth
označení	LEN 0100
maximální tlak	$p_{\max} = 100 \text{ bar}$
maximální průtok	$Q_{\max} = 84 \text{ l/min}$

7.11 VYSOKOTLAKÁ HADICE

Délky jednotlivých úseků hadic jsou označeny ve schématu hydraulického obvodu. Hydraulickou hadici vodím s ohledem na tlakovou rezervu, které může být potřeba při větší tlakové ztrátě a s ní spojeného nastavení pojistného ventilu.

úsek	délka [m]
L1	1
L2	1
L3	2,5
L4	2,9
L5	2,7

Tabulka 7.2 Délky jednotlivých úseků vysokotlakých hadic.

VYSOKOTLAKÁ HADICE	
výrobce	CHARVÁT
označení	ISN
světlost	12,7 mm
provozní tlak	$p_{\max} = 160 \text{ bar}$
destrukční tlak	$p_d = 640 \text{ bar}$

7.12 NÁDRŽ

Při návrhu rozměrů nádrže budeme vycházet ze součtu veškerých maximálních průtoků k ní připojených hydrogenerátorů a ze součtu pracovních objemů všech přímočarých hydromotorů v obvodu se vyskytujících. Vypočtený objem nádrže se následně musí zvětšit o 10 - 15 %, aby se umožnilo tzv. dýchání nádrže v důsledku roztažnosti kapaliny při změně teploty [2].

V našem případě budeme počítat pouze s hydrogenerátory a hydromotory, které jsou v obvodu navrženy. Ve skutečnosti je k nádrži ještě připojen hydrogenerátor pro pohon pojezdu. Proto ve výsledku zvětšíme objem nádrže o 25%.

Nádrž bude zhotovena na míru danému typu stroje s ohledem na jeho konstrukci. Součástí nádrže bude teploměr a snímač hladiny oleje. Parametry teplota oleje a jeho hladina budou jako elektrický signál vedeny do ukazatelů na palubní desce stroje.

výpočet objemu nádrže:

$$V_N = 0,3 \cdot \Sigma Q_{HG} + \Sigma V_{HM} \quad (7.12.1)$$

výpočet maximálních průtoků hydrogenerátorů:

$$\Sigma Q_{HG} = Q_{HG\ 1\ max} + Q_{HG\ 2\ max} = 84 + 7,35 = 91,35\ l/min \quad (7.12.2)$$

výpočet maximálních pracovních objemů přímočarých hydromotorů:

$$\Sigma V_m = V_{HM\ 1\ max} + V_{HM\ 2\ max} = \frac{\pi \cdot 1,25^2}{4} \cdot 9 + \frac{\pi \cdot 0,4^2}{4} \cdot 3,3 = 11,4\ dm^3 \quad (7.12.3)$$

objem nádrže je pak:

$$V_N = 0,3 \cdot 91,35 + 11,4 = 38,8\ dm^3 \quad (7.12.4)$$

objem nádrže zvětšíme o 15% z důvodů tepelné roztažnosti kapaliny:

$$V_N = 38,8 \cdot 1,15 = 44,62\ dm^3 \quad (7.12.5)$$

konečně zvětšíme objem nádrže s ohledem na hydrogenerátor pro pohon pojezdu:

$$V_{N\ výsledný} = 44,62 \cdot 1,25 = 55,7\ dm^3 \quad (7.12.6)$$

7.13 CHLADIČ

Součástí nádrže bude i vzduchový chladič. Jeho výkon odvodíme z rovnice pro celkovou účinnost hydraulického systému.

celková účinnost hydraulického systému:

$$\eta_c = \eta_{HG} \cdot \eta_{HM} \cdot \eta_Q = 0,88 \cdot 0,88 \cdot 0,92 = 0,71 \quad (7.13.1)$$

Z rovnice (7.12.1) vidíme, že pouze 71% výkonu přivedeného do hydraulického systému se přemění na práci. Zbytek, tj. 29% se přemění na teplo, které je zapotřebí odvést. Výkon chladiče je pak roven zhruba 30% celkového výkonu hydraulického systému, rovnice (8.6).

výkon chladiče:

$$P_{CH} = 0,3 \cdot P_{celk} = 0,3 \cdot 17,5 = 5,25 \text{ kW} \quad (7.13.2)$$

8. NÁVRH SPALOVACÍHO MOTORU

Při návrhu spalovacího motoru musíme porovnat jeho výkonovou a momentovou charakteristiku s výpočty maximálních momentů a výkonů všech hydrogenerátorů, které bude spalovací motor pohánět. V našem případě známe pouze specifikaci HG 1 a HG 2. Proto navrhujeme spalovací motor s výkonovou rezervou, která by teoreticky pokryla výkonové požadavky hydrogenerátorů pojezdu.

Pro výpočet parametrů budeme vycházet z rovnic, které jsou součástí katalogového listu hydrogenerátoru.

Výpočet maximálního točivého momentu HG 1:

$$M_{k_{HG\ 1}} = \frac{1,59 \cdot V_{g,p}}{\eta_{h-m}} = \frac{1,59 \cdot 28 \cdot 120}{97} = 55 \text{ Nm} \quad (8.1)$$

Výpočet maximálního točivého momentu HG 2:

$$M_{k_{HG\ 2}} = \frac{1,59 \cdot V_{g,p}}{\eta_{h-m}} = \frac{1,59 \cdot 2,5 \cdot 40}{97} = 1,6 \text{ Nm} \quad (8.2)$$

Celkový točivý moment:

$$M_{k_{celk}} = M_{k_{HG\ 1}} + M_{k_{HG\ 2}} = 55 + 1,6 = 56,6 \text{ Nm} \quad (8.3)$$

Výkon HG 1 při maximálním průtoku:

$$P_{HG\ 1} = \frac{p \cdot Q}{6 \cdot \eta_c} = \frac{120 \cdot 84}{6 \cdot 95} = 17 \text{ kW} \quad (8.4)$$

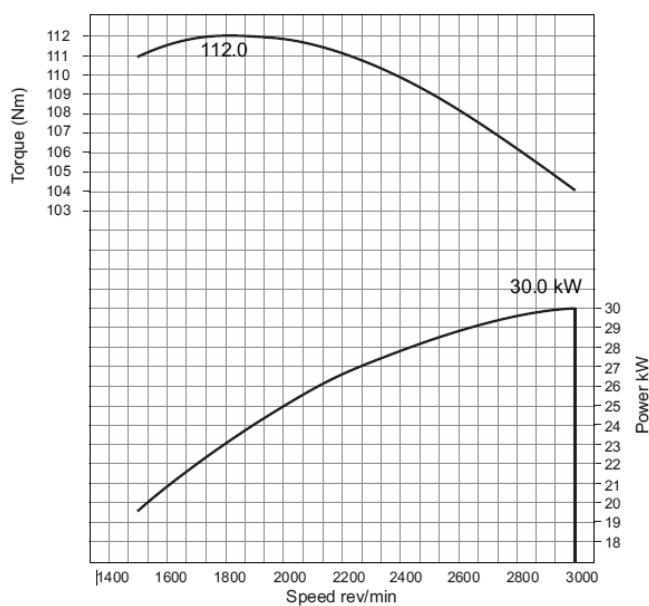
Výkon HG 2 při maximálním průtoku:

$$P_{HG\ 2} = \frac{p \cdot Q}{6 \cdot \eta_c} = \frac{40 \cdot 7,35}{6 \cdot 95} = 0,5 \text{ kW} \quad (8.5)$$

Celkový výkon:

$$P_{\text{celk}} = P_{HG\ 1} + P_{HG\ 2} = 17 + 0,5 = 17,5 \text{ kW} \quad (8.6)$$

SPALOVACÍ MOTOR	
výrobce	PERKINS
označení	403D-15T
typ	čtyřtaktní, diesel, 3-válcový
maximální výkon	$P_{\text{max}} = 30 \text{ kW (3000 min}^{-1}\text{)}$
maximální moment	$Mk_{\text{max}} = 112 \text{ Nm (1800 min}^{-1}\text{)}$



Obrázek 8.1 Závislost točivého momentu a výkonu na otáčkách. PERKINS 403D-15T.

Budou-li v provozu hydrogenerátory HG 1 a HG 2, musí zůstat dostatek výkonu pro hydrogenerátor pojezdu. Zbytkový výkon pak vypočteme:

$$P_{\text{pojezd}} = P_{\text{max}} - P_{\text{celk}} = 30 - 17,5 = 12,5 \text{ kW} \quad (8.7)$$

9. POPIS FUNKCE HYDRAULICKÉHO OBVODU

9.1 ŘÍDICÍ OBVOD

Hydrogenerátor HG 2 (11) dodává kapalinu pod tlakem 40 bar do joysticku (17) a (18). Tlak je nastaven na pojistném ventilu (13). Joystick funguje jako rozváděč s uzavřeným středem, tzn., že pokud je ve střední poloze, veškerá kapalina odchází přes pojistný ventil (13) zpět do nádrže. Dojde-li k jeho vychýlení do libovolné polohy, kapalina přes něj začne protékat do řídicích vstupů hlavního rozváděče (16) a tím dochází k jeho přesunutí. V obvodu je umístěn jednosměrný ventil (15), který chrání HG 2 před tlakovými rázy.

9.2 HLAVNÍ OBVOD

Jsou-li všechny šoupátka hlavního rozváděče (16) ve střední poloze, kapalina volně protéká rozváděčem do nádrže. Dojde-li k přesunutí některého z šoupátek hlavního rozváděče do krajní polohy, kapalina začne protékat do příslušné tlakové větve hlavního obvodu a dochází k pohybu přímočarých hydromotorů.

Pro zdvih HM 1 (21) kapalina volně protéká přes brzdňý ventil (19). Při zasouvání HM 1 je však průtok kapaliny brzdňým ventilem (19) škrcen, aby byla zajištěna požadovaná rychlost spouštění.

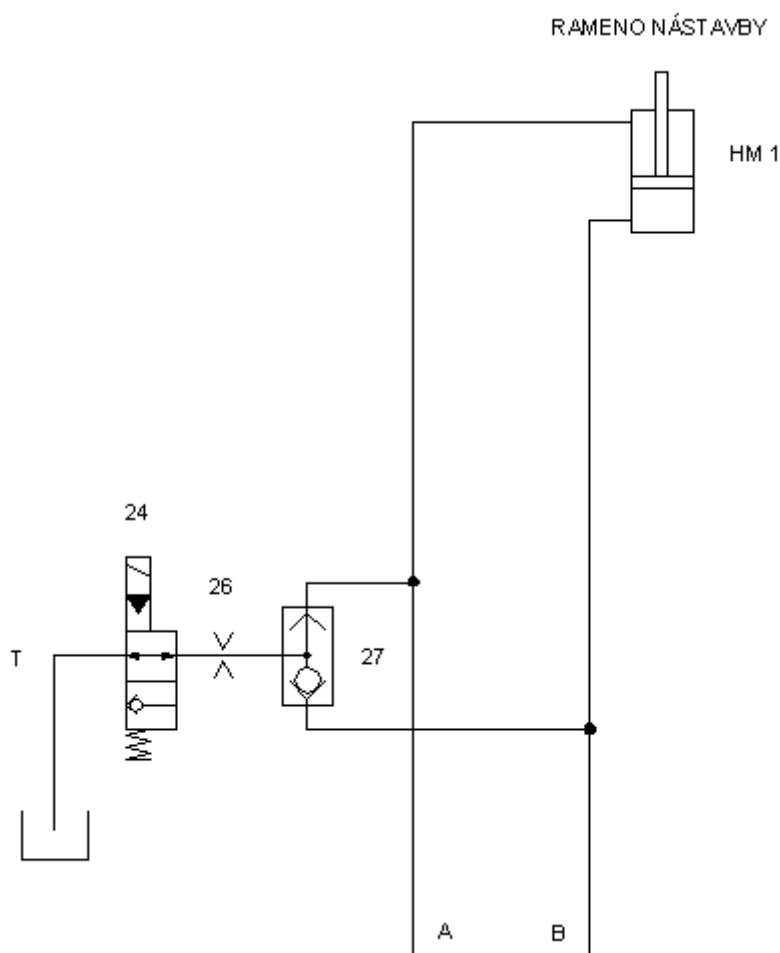
Obvod hydromotoru HM 2 (22) je obdobný jako pro hydromotor HM 1. Jelikož je HM 2 zapojen oproti HM 1 obráceně, brzdění se vyžaduje při vysouvání pístnice. Před vstupem do HM 2 je umístěna clona (23), kterou jsme snížili rychlost pohybu HM 2 na požadovanou hodnotu.

9.3 PLOVOUCÍ POLOHA

Plovoucí poloha je systém, který umožňuje volný pohyb pístu hydraulického válce. Tímto systémem se hydraulický válec vyřadí z funkce a nástavba, kterou hydraulický válec pohyboval, je vlastní tíhou tlačena k zemi, zcela nezávisle na poloze pracovního stroje. Tímto je dosaženo stálého doléhání funkční části pracovního nástroje na příslušnou plochu (cesta, pole), tzv. kopírování terénu.

V hydraulickém systému je této funkce dosaženo sedlovým rozváděčem (24) a logickým ventilem (27). Při aktivaci rozváděče dochází k propojení pracovních prostorů HM 1 s nádrží v závislosti na směru proudění kapaliny. Kapalina pak může z pracovního prostoru odtékat a HM 1 se volně pohybuje v závislosti na nerovnostech terénu. Aktivaci plovoucí polohy zajistí elektrický signál. Předpokladem pro správnou funkci systému plovoucí polohy je střední poloha příslušné sekce hlavního rozváděče.

Aby se zamezilo náhlému pádu ramene nástavby v případě omylu obsluhy, kdy by byl rozváděč (24) přestaven nechtěným stiskem spínače, je do obvodu vložena clona (26). Ta zajistí dostatečné škrcení průtoku a snížení rychlosti zasouvání pístnice na požadovanou hodnotu. Například pro maximální rychlost zasouvání $v_{\max} = 0,1 \text{ m.s}^{-1}$, je průměr clony 1 mm. Výpočet průměru clony provádíme dle rovnice (7.2.10).

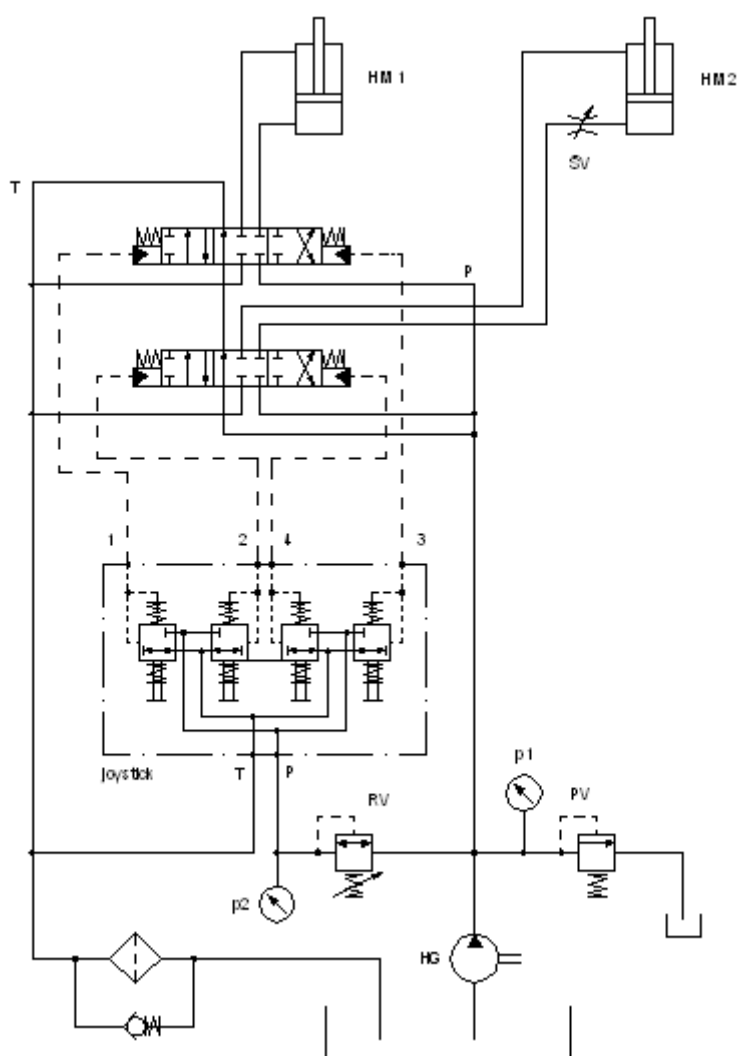


Obrázek 9.1 Plovoucí poloha - aktivní.

10. MĚŘENÍ

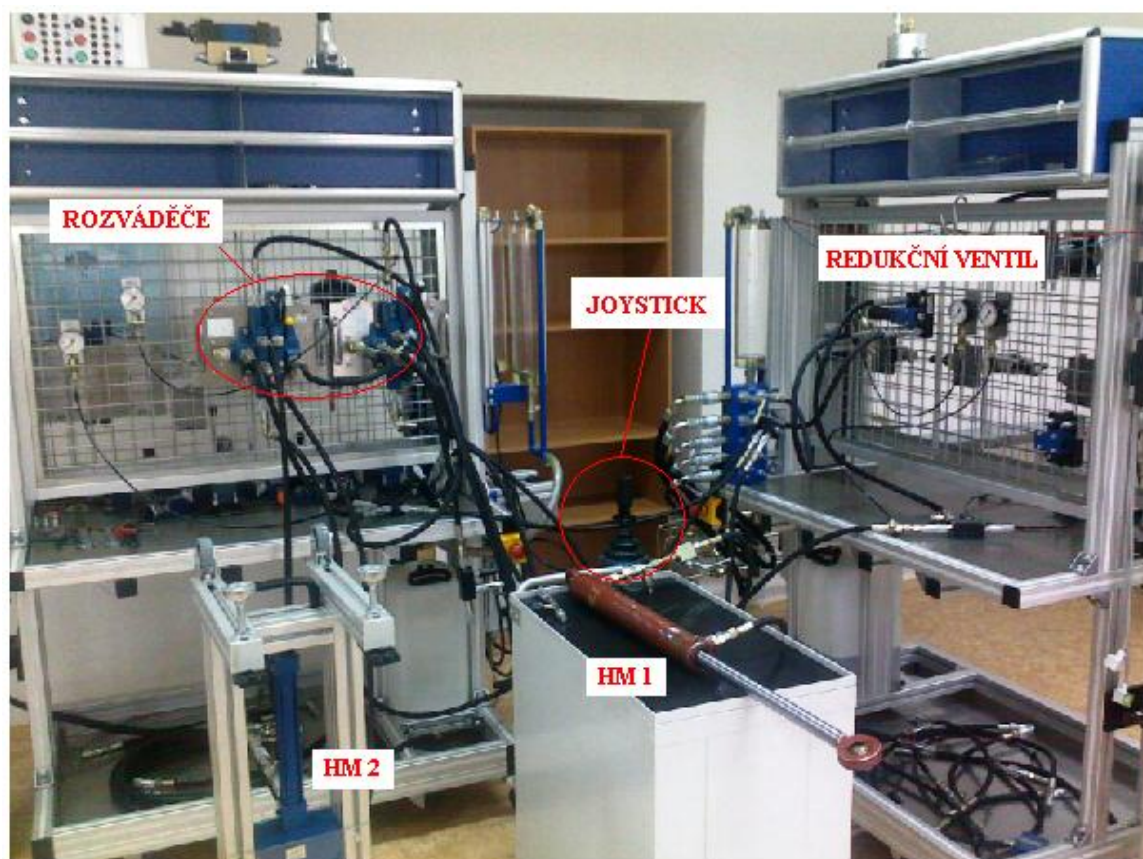
10.1 OVĚŘENÍ SPRÁVNÉ FUNKCE OBVODU

Abychom ověřili správnou funkci navrženého obvodu a vyzkoušeli ovládání pomocí joysticku, navržený obvod jsme sestavili v laboratoři. Při jeho skladbě jsme byli nuceni udělat několik změn oproti původnímu návrhu. Tyto změny však na funkci obvodu neměly vliv.



Obrázek 10.1 Schéma laboratorního obvodu.

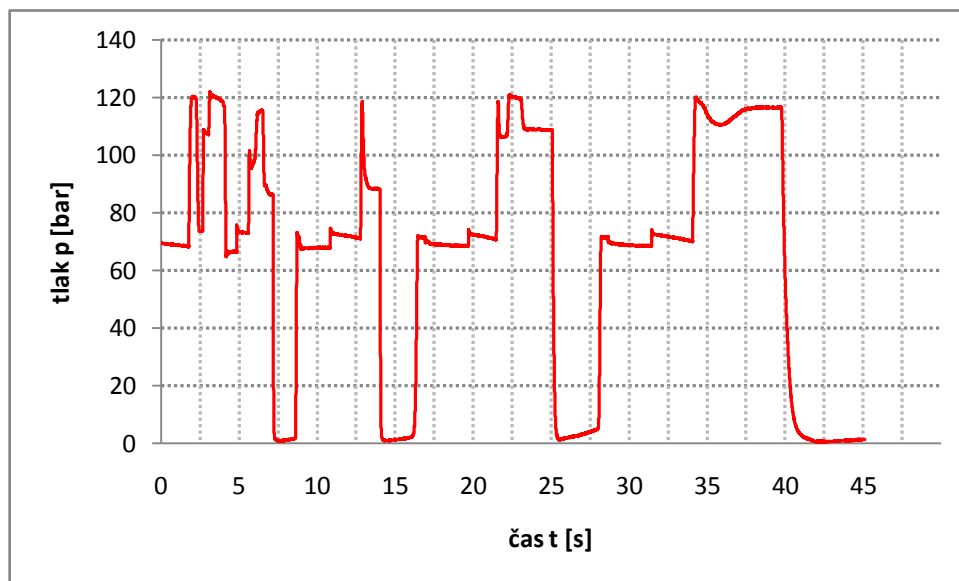
POUŽITÉ PRVKY	
HM 1	dvoučinný hydromotor s jednostranně vyvedenou pístnicí
HM 2	dvoučinný hydromotor s jednostranně vyvedenou pístnicí (REXROTH)
redukční ventil	HPF-DD2.NV-W KPL (REXROTH)
škrticí ventil	HP4-DF1.2N-W KPL (REXROTH)
joystick	4TH6 U 06.14/M01 (REXROTH)
barometry	100 bar manometer DZ1.4 KPL (REXROTH)



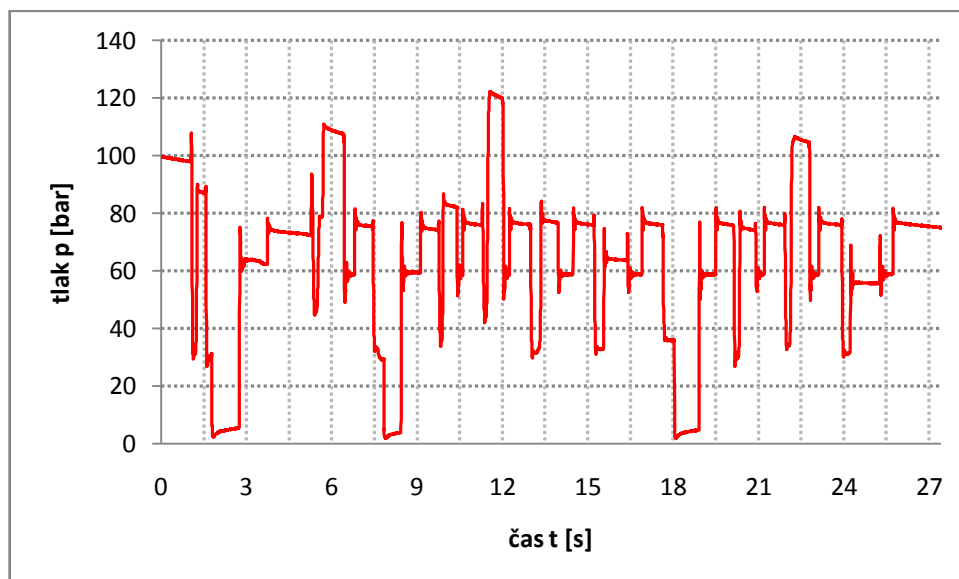
Obrázek 10.2 Fotografie sestaveného obvodu.

10.2 MĚŘENÍ TLAKOVÝCH ŠPIČEK

Při dojezdu hydromotoru do krajní polohy vznikají v hydraulickém obvodu tlakové špičky. Měřením zjistíme, zda li má dojezdová rychlost pístnice vliv na velikost těchto špiček. Před hydromotor HM 2 umístíme tlakový snímač. Měření provedeme pro dva způsoby dojezdu do krajní polohy; pro rychlý a pro pomalý dojezd.



GRAF 10.1 Závislost tlakových změn na čase, při pomalém zasouvání a vysouvání pístnice.



GRAF 10.2 Závislost tlakových změn na čase, při rychlém zasouvání a vysouvání pístnice.

MAXIMÁLNÍ HODNOTY TLAKOVÝCH ŠPIČEK		
pomalý dojezd do krajní polohy	121,979	[bar]
rychlý dojezd do krajní polohy	122,208	[bar]

10.3 ZHODNOCENÍ MĚŘENÍ

Při sestavování obvodu jsme vycházeli ze schématu, které je součástí přílohy této práce. Po sestavení jsme vyzkoušeli ovládání dvou hydromotorů pomocí joysticku. Toto ovládání poskytuje obsluze stroje daleko vyšší komfort, oproti ovládání pomocí jednotlivých pák.

Ve druhé části měření se zjišťovala velikost tlakových špiček při různých rychlostech dojezdu pístnice hydromotoru. Měření ukázalo, že tlaková špička při rychlém dojezdu je nepatrně vyšší, než při dojezdu pomalém. Lze předpokládat, že u většího hydraulického válce bude tlaková špička mnohem vyšší. Vyhodnocování výsledků bylo provedeno v aplikaci MS Excel.

Měřením tlakových špiček můžeme určit, jaký maximální tlak se v obvodu vyskytuje, než dojde k otevření pojistného ventilu. Maximální hodnoty je pak vhodné porovnat s maximálními hodnotami použitých komponentů.

11. ZÁVĚR

Tato bakalářská práce byla zaměřena na návrh pohonu, pro hydraulický systém čelní nastavby malého, smykem řízeného nakládače. Úkolem bylo navrhnout hydraulické prvky, kterých bude v systému použito a pomocí kterých lze realizovat požadované funkce nakládače.

Pro návrh systému byly zvoleny způsoby řízení a ovládání s ohledem na použití stroje. Jelikož u takto malých strojů, třeba vhodným uspořádáním, nevznikají příliš vysoké energetické ztráty, bylo použito jednoduchého řízení pomocí systému s konstantním hydrogenerátorem.

Při návrhu čelní nastavby byl brán v úvahu požadavek na realizaci systému s co nejmenším počtem hydraulických prvků. Tomuto požadavku vyhovuje jednoramenná nastavba na pravé straně nakládače. Výpočet silového zatížení této nastavby, resp. zatížení jednotlivých hydromotorů, vychází z plně naložené lžice materiálem, jehož objemová hmotnost odpovídá $\rho = 2000 \text{ kg/m}^3$. Na základě toho jsou navrženy hydromotory a ostatní prvky hydraulického obvodu. Systém škrcení je navržen s ohledem na maximální rychlost vysouvání pístnice hydromotorů. Její maximální hodnota činní $v_{\max} = 0,5 \text{ m/s}$.

Spalovací motor musí pokrýt výkonové požadavky nejen navrženého systému, ale také systému pro pojezd stroje. Ve výpočtech je tato výkonová rezerva vyjádřena pro maximální otáčky spalovacího motoru. Momentová charakteristika spalovacího motoru je ve všech bodech vyšší, než maximální momenty hydrogenerátorů. Tato podmínka musí být splněna pro zajištění rozběhu stroje.

V závěru práce je popsáno měření, ve kterém byl navržený obvod sestaven a jeho funkce vyzkoušena. Součástí měření bylo také vyhodnocení tlakových špiček při dojezdu hydromotoru do krajní polohy. Měření bylo provedeno pro malou a velkou rychlost dojezdu. Výsledek ukázal, že rychlost pohybu pístnice má na velikost tlakových špiček vliv.

V příloze je doloženo hydraulické schéma navrženého obvodu a sestavný výkres uchycení hydromotorů k rameni nastavby. Na přiloženém CD jsou katalogové listy jednotlivých prvků obvodu.

Děkuji panu Ing. Eriku Stonawskému, Ph.D. za odborné vedení a pomoc při tvorbě této bakalářské práce.

12. POUŽITÁ LITERATURA

- [1] KUČÍK, P.; STRÁŽOVEC, I.; KRIŠŠÁK, P. *Hydraulický prenos energie: mobilné pracovné stroje*. 1. vyd. Žilina: Žilinská univerzita/EDIS, 2000. 384 s. ISBN 80-7100-725-0
- [2] KOPÁČEK, J.; PAVLOK, B. *Tekutinové mechanismy*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2005. 151 s. ISBN 80-248-0856-0
- [3] LIFT, H.; HANSEL, M. *Hydrauliksysteme in der Bau und Kommunaltechnik*. 1. vyd. 1991. 354 s. ISBN 3-8023-0445-4

Internetové zdroje

- [4] dostupné z: <http://www.boschrexroth.cz/> (výrobní program a katalog firmy)
- [5] dostupné z: <http://www.argo-hytos.com/> (výrobní program a katalog firmy)
- [6] dostupné z: <http://www.charvat-chs.cz/> (výrobní program a katalog firmy)
- [7] dostupné z: <http://www.bagry.cz/> (všeobecné informace o mobilní technice)

13. PŘÍLOHY

P1 - schéma hydraulického obvodu

P2 - sestavný výkres uchycení hydromotorů

P3 - příložené CD s obsahem bakalářské práce a katalogovými listy jednotlivých prvků